

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **09196171 A**

(43) Date of publication of application: **29.07.97**

(51) Int. Cl.

**F16J 9/00**  
**F02F 5/00**

(21) Application number: **08009162**

(22) Date of filing: **23.01.96**

(71) Applicant: **NIPPON SOKEN INC TOYOTA  
MOTOR CORP**

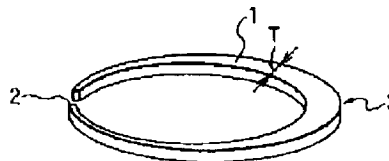
(72) Inventor: **SAITO KIMITAKA  
KOHAMA TOKIO  
MORINO TETSUYA  
SUZUKI TAKAO  
TSUCHIYA ASAMI  
TAKAI MASANORI**

(54) **PISTON RING**

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the strength and the durability without increasing the weight of a piston ring, and to shift the resonance number of revolution of the radial motion of the piston ring outside the practical running range by setting the natural frequency in the radial direction to a higher value.

SOLUTION: This thickness T in the radial direction of a piston ring 1 having a gap part 2 becomes smaller toward the gap part 2, and gradually larger farther away from the gap part 2, and approximately maximum at the opposite side 3 of the gap part 2. Thus, the weight of the piston ring 1 is not increased. The bending stress  $\sigma$  is small at the opposite side to the gap part 2, and becomes larger toward the gap part 2, and becomes uniform as the whole of the bending stress. Because the maximum value of the bending stress is reduced, the strength and the durability of the piston ring can be improved.



COPYRIGHT: (C)1997,JPO

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-196171

(43) 公開日 平成9年(1997)7月29日

(51) Int.Cl. <sup>8</sup>	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 J	9/00		F 1 6 J 9/00	Z
F 0 2 F	5/00		F 0 2 F 5/00	Q

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平8-9162

(22) 出願日 平成8年(1996)1月23日

(71) 出願人 000004695

株式会社日本自動車部品総合研究所  
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 斎藤 公孝

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
社日本自動車部品総合研究所内

(72) 発明者 小浜 時男

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
社日本自動車部品総合研究所内

(74) 代理人 弁理士 石田 敬 (外3名)

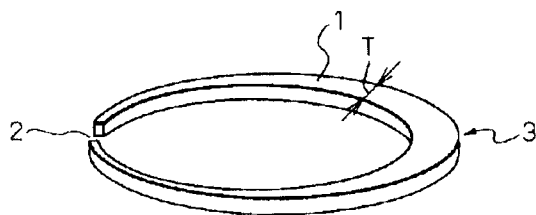
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ピストンリング

(57) 【要約】

【課題】 ピストンリングの重量を増加させることなく、強度、耐久性を向上させ、且つ径方向固有振動数を高い値に設定することにより、ピストンリングの径方向運動の共振回転数を実用運転範囲外としたピストンリングの提供。

【解決手段】 合い口部2を有するピストンリング1の径方向厚さTは、合い口部2近傍程薄く、合い口部2から遠ざかる程徐々に厚く、合い口部2の反対側3においてはほぼ最大になっている。従って、ピストン1の重量は増加することはない。また曲げ応力 $\sigma$ は合い口部2の反対側3は小さく、合い口部2近傍程大きくなり、曲げ応力全体としては均一となる。よって、曲げ応力の最大値は減少するため、ピストンリングの強度と耐久性を向上させることができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 合い口部を有するピストンリングにおいて、該ピストンリングの径方向厚さは上記合い口部近傍程薄く、且つ、上記合い口部から遠ざかるにつれて徐々に厚くなっており、上記合い口部の反対側の径方向厚さは最大となっていることを特徴とするピストンリング。

【請求項2】 合い口部を有するピストンリングにおいて、該ピストンリングの軸方向幅は上記合い口部近傍程狭く、且つ、上記合い口部から遠ざかるにつれて徐々に広がっており、上記合い口部の反対側の軸方向幅は最大となっていることを特徴とするピストンリング。

【請求項3】 上記ピストンリングの軸方向幅は、上記合い口部近傍程狭く、且つ、上記合い口部から遠ざかるにつれて徐々に広がっており、上記合い口部の反対側の軸方向幅は最大となっていることを特徴とする請求項1記載のピストンリング。

【請求項4】 上記合い口部の内周側に、上記ピストンリングとピストンリング溝との径方向隙間の片寄りを補助するためのバックアップリングが配置されていることを特徴とする請求項1又は請求項3記載のピストンリング。

【請求項5】 上記ピストンリングの合い口部近傍の径方向厚さ寸法を大きくした填め合せ部を形成したことを特徴とする請求項1又は請求項3記載のピストンリング。

【請求項6】 上記合い口部側に、上記ピストンリングとピストンリング溝との軸方向隙間の片寄りを補助するためのバックアップリングが配置されていることを特徴とする請求項2又は請求項3記載のピストンリング。

【請求項7】 上記ピストンリングの合い口部近傍の軸方向幅寸法を大きくした填め合せ部を形成したことを特徴とする請求項2又は請求項3記載のピストンリング。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ディーゼル機関、ガソリン機関及びガス機関等の内燃機関のピストンリングに関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来の内燃機関は、図12に示すように、ピストン20の上部に3本のリング溝21、22、23が設けられており、これらのリング溝にはピストンリング24、25、26が嵌合されている。上、中の2本のピストンリング24、25は圧力リングと呼ばれシリンダ内の混合気や爆発ガス、及び排気ガスのピストン20下方への漏洩を防止し、下のピストンリング26はオイルリングと呼ばれ、シリンダ壁面に残るオイルをかき落とす。そして、2本の圧力リング24、25を使用してリングの隙間から漏れるガスを2段階で防止するようにしている。

【0003】上記圧力リング24、25は、図13に示

すように、円環輪形状をしており、ピストン20への組付け、及び熱膨張を考慮して合い口部27が設けられている。一般に、圧力リング24、25の形状は、外周半径R、径方向リング厚さT、リング幅Bにて表現されている。図14は、ピストン20とピストンリング24、25、26が内燃機関本体に組込まれている状態を示したものである。ピストンリング24、25、26を組付けたピストン20は内燃機関本体の円筒ボア28内に嵌合されており、機関の運転中は円筒ボア28内を往復運動する。そして、該円筒ボア28は、ボア製作加工上の精度、ヘッドボルトの締付け、熱変形、荷重変形、及び、摩耗等により正確な円筒形をしておらず、円筒ボア28の内面は、変形部分30が生じている。該円筒ボア28内の変形部分30をピストン20が往復運動すると、図15に示すように、圧力リング24、25には、円筒ボア28の円筒内径の変化により、圧力リング24、25の合い口隙間27が大きくなったり小さくなるような力Fが作用する。

【0004】図16は、圧力リングの合い口部27に力Fが作用した場合のモーメントの分布状態を示した図であり、図16(a)は圧力リングに曲げモーメント(M)が作用した場合の分布図、図16(b)は圧力リングに曲げ応力( $\sigma$ )が作用した場合の分布図である。圧力リングに作用する曲げモーメント(M)の分布は合い口部27と反対の方向31で最大となる。従来の圧力リングは、径方向リング厚さT寸法、及び、リング幅B寸法が一定であり、且つ、圧力リングの断面積と断面係数が一定となっている。そして、圧力リングに作用する曲げ応力( $\sigma$ )は、

$$\sigma = M / Z \quad \text{但し、} Z : \text{リング断面係数}$$

で示されるため、曲げ応力( $\sigma$ )の分布は、図13

(b)で示すように、曲げモーメント(M)の分布と同様、合い口部27の反対の方向31で最大となる。曲げ応力( $\sigma$ )の大きさは、圧力リングの強度や耐久性を決定する要因であり、従来の圧力リングにおいては、曲げ応力の最大となる合い口部27の反対方向31が最も弱く且つ破損し易いことになる。従って、圧力リングの強度や耐久性を強くするためには、リング幅B寸法、径方向リング厚さT寸法を大きな値とするのが有効である。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、リング幅B寸法、径方向リング厚さT寸法を大きくすると、圧力リングの重量が増加し、ピストンのリング溝内を圧力リングが上下運動する現象、いわゆる、フラッターリング現象等の新たな問題が生起する。また、図14に示したように、ピストン20が円筒ボア28内の変形部30を往復運動すると、圧力リング24、25には、合い口部27の隙間が変化する径方向の運動が生ずる(図17参照)。このとき、圧力リング24、25の径方向の運動周期は内燃機関の往復運動周期の2倍の周期となる。そ

して、機関は、通常600回転/分から8000回転/分の回転数にて使用され、それに応じて圧力リングの径方向運動の周期が変化する。圧力リングの径方向運動周期が圧力リングの径方向固有振動数に近い場合、圧力リングの径方向運動に共振が発生し、圧力リングの径方向運動の振幅が大きくなるため、圧力リングが円筒ボア周面から離れる現象が発生する。ところで、ピストンリングは、(1)機関の燃焼室内の高圧ガスをシールする機能、(2)円筒ボアの内側壁面に付着している潤滑オイルを掻き落す機能、(3)機関のオイルパン内の潤滑オイルが燃焼室内へ進入するのを阻止する機能、の3つの機能を有しているが、ピストンリングが円筒ボア内周面から離れると、この3つの機能が低下し、ブローバイガス増加等の機関の性能低下と、オイル消費量が增大するという問題が惹起する。

【0006】これに対して、気密性を保持し、オイル消費量を少なくするために、ピストンリング部材を密着させて略1回半程度巻回し、両端面を互いに平行面とし、且つ、外周面を両端面に対して直角に形成したピストンリングが特開平5-223171号公報に記載されている。しかしながら、このピストンリングも製作と強度と耐久性に問題点を有する。

【0007】本発明は、叙上の問題点に鑑みて創出されたものであり、その目的とするところは、ピストンリングの重量を増加させることなく、ピストンリングの強度、耐久性を向上させ、且つ、ピストンリングの径方向固有振動数を高い値に設定することにより、ピストンリングの径方向運動の共振回転数を実用運転範囲外としたピストンリングを提供することである。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決するために、請求項1記載の手段を採用することができる。この手段によると、ピストンリングの径方向厚さを可変としているため、ピストンリングの重量を増加させることはできない。また、曲げ応力は合い口部の反対側は小さく、合い口部近傍程大きくなり、曲げ応力全体としては均一となる。従って、曲げ応力の最大値は減少するため、ピストンリングの強度と耐久性を向上させることができる。更に、ピストンリングの径方向固有振動数を高く設定することができるため、共振周波数を機関の実用回転範囲より高くすることができる。また、上記課題を解決するために、請求項2記載の手段を採用することができる。この手段によると、ピストンリングの軸方向幅を可変としているため、ピストンリングの重量を増加させることはできない。また、曲げ応力は合い口部の反対側は小さく、合い口部近傍程大きくなり、曲げ応力全体としては均一となる。従って、曲げ応力の最大値は減少するため、ピストンリングの強度と耐久性を向上させることができる。更に、ピストンリングの径方向固有振動数を高く設定することができるため、共振周波数を機関の実用回転

範囲より高くすることができる。

【0009】

【発明の実施の形態】本発明のピストンリングの第1の実施形態を図1及び図2(a)、(b)に基づいて説明する。図において、合い口部2を有するピストンリング1の径方向厚さTは、合い口部2近傍程薄く、合い口部2から遠ざかる程徐々に厚く、合い口部2の反対側3においてほぼ最大となっている。従って、図2(a)に示すように、合い口部2に力Fが作用した場合、曲げモーメント(M)は従来のピストンリングと同様、合い口部2の反対方向3で最大となるが、断面積、断面係数Zは合い口部2近傍程小さく、合い口部2の反対方向3程大きいいため、曲げ応力( $\sigma$ )は、図2(b)に示すように、従来のピストンリングと比較して合い口部2の反対側3は小さく、合い口部2近傍程大きくなり、曲げ応力( $\sigma$ )全体としては均一となる。この構成により、曲げ応力( $\sigma$ )の最大値は減少するため、ピストンリングの強度と耐久性を向上させることができる。

【0010】このように、本実施形態においては、合い口部2の反対方向3の径方向厚さ寸法Tは大きいものの、合い口部2近傍は小さくしてあるため、ピストンリング1の重量を増加させることなく、ピストンリング1の強度と耐久性を向上させることができるばかりでなく、ピストンリング1の径方向固有振動数を高く設定できるため、共振振動数を機関の実用回転範囲より高くすることにより、ピストンリング1の機関の円筒ボア内周面離れによるブローバイガスの増加、オイル消費量の増加を防止することができる。

【0011】本実施形態のピストンリング1を嵌装したピストン5を機関本体6に装着すると、図3に示すように、ピストンリング溝7とピストンリング1との隙間に片寄りが生ずるが、ピストンリング1外周面は機関本体6の円筒ボア8の円周面と接触しているため、前述したピストンリングの3つの機能を低下させることはなく大きな問題とはならない。

【0012】しかしながら、上記隙間の片寄りに関しては、図4(a)、(b)に示すように、隙間の片寄りを補助するためのバックアップリング10を合い口部2内側に配置して使用したり(バックアップリング方式)、図5(a)、(b)に示すように、合い口部分2近傍のピストンリング幅T'寸法のみを大きくして詰め合せ部11を形成することにより(合い口詰め合い方式)、容易に解決することができる。

【0013】図6は本発明の第2の実施形態を示したものである。図1に示される第1の実施形態においては、ピストンリング1の径方向厚さTを合い口部2近傍程薄く、合い口部2の反対方向3程厚くしたが、第2の実施形態においては、ピストンリング軸方向幅Bは、合い口部2近傍程狭く、合い口部2から遠ざかる程徐々に広く、合い口部2の反対方向3においてほぼ最大となっ

いる。従って、図7(a)に示すように、合い口部2に力Fが作用した場合、曲げモーメント(M)は従来のピストンリングと同様、合い口部2の反対方向3で最大となるが、断面積、断面係数Zは合い口部2近傍程小さく、合い口部2の反対方向3程大きいため、曲げ応力( $\sigma$ )は、図7(b)に示すように、従来のピストンリングと比較して合い口部2の反対方向3は小さく、合い口部2近傍程大きくなり、曲げ応力( $\sigma$ )全体としては均一となる。この構成により、曲げ応力( $\sigma$ )の最大値は減少するため、ピストンリングの強度と耐久性を向上させることができる。

【0014】このように、本実施形態においては、合い口部2の反対方向3のピストンリング軸方向幅B寸法は大きいものの、合い口部2近傍は小さくしてあるため、ピストンリング1の重量を増加させることなく、フラッタリング等の問題も生じさせることはない。更に、合い口部2の反対方向3のピストンリング軸方向幅B寸法が大きいことによる曲げ剛性増加と、合い口部2の上記幅B寸法が小さいことによる合い口部2近傍の軽量化により、ピストンリングの径方向固有振動数を高くすることができる。これにより、リング径方向運動の共振の発生する内燃機関回転数を実用範囲外の高い回転数にすることができるため、ピストンリング1の機関の円周ボア内周面離れによるブローバイガスの増加・オイル消費量の増加を防止することができる。

【0015】本実施形態のピストンリング1を嵌装したピストン5を機関本体6に装着すると、図8に示すように、ピストンリング溝7とピストンリング1との間に軸方向隙間に片寄りが生ずるが、ピストンリング1外周面は機関本体6の円周ボア8の内周面と接触しているため、前述したピストンリングの3つの機能を低下させることはなく大きな問題とはならない。

【0016】しかしながら、上記軸方向隙間の片寄りに関しては、図9(a)、(b)に示すように、軸方向隙間の片寄りを補助するための、バックアップリング12を合い口部2側に重ね合せたり(バックアップリング方式)、図10(a)、(b)に示すように、合い口部2近傍のピストンリング軸方向幅B'寸法のみを大きくして埋め合せ部13を形成することにより(合い口埋め合い方式)容易に解決することができる。

【0017】図11は本発明の第3の実施形態を示したものである。第1の実施形態においては、ピストンリング1の径方向厚さT寸法を変化させ、また、第2の実施形態においては、ピストンリング1の軸方向幅B寸法を変化させているが、本実施形態においては、ピストンリング1の径方向厚さT寸法と、軸方向幅B寸法の両方を変化させるようにしたものである。このような構成によっても本発明の目的を達成し得ることは言うまでもないことである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明のピストンリングの第1の実施形態を示す斜視図である。

【図2】本発明のピストンリングの第1の実施形態の曲げモーメントと曲げ応力の分布図であり、図2(a)は曲げモーメントの分布図、図2(b)は曲げ応力の分布図を示したものである。

【図3】第1の実施形態を機関本体に装着した状態図である。

【図4】第1の実施形態を補助するための一実施例の説明図であり、図4(a)はその平面図、図4(b)は図4(a)の実施例を機関本体に装着した状態図である。

【図5】第1の実施形態を補助するための他の実施例の説明図であり、図5(a)はその平面図、図5(b)は図4(a)の実施例を機関本体に装着した状態図である。

【図6】本発明のピストンリングの第2の実施形態を示す斜視図である。

【図7】本発明のピストンリングの第2の実施形態の曲げモーメントと曲げ応力の分布図であり、図7(a)は曲げモーメントの分布図、図7(b)は曲げ応力の分布図、図7(c)は本実施形態のピストンリングの側面図を示したものである。

【図8】第2の実施形態を機関本体に装着した状態図である。

【図9】第2の実施形態を補助するための一実施例の説明図であり、図9(a)はその分解斜視図、図9(b)は図9(a)の実施例を機関本体に装着した状態図である。

【図10】第2の実施形態を補助するための他の実施例の説明図であり、図10(a)はその斜視図、図10(b)は図10(a)の実施例を機関本体に装着した状態図である。

【図11】本発明のピストンリングの第3の実施形態を示す斜視図である。

【図12】従来の内燃機関のピストンを示す正面図であり、図12(a)はピストンリングが嵌装されていないピストンの平面図、図12(b)はピストンリングが嵌装されたピストンの平面図である。

【図13】従来のピストンリングを説明した図であり、図13(a)はピストンリングの平面図、図13(b)はピストンリングの側面図である。

【図14】ピストンリングを嵌装したピストンが内燃機関本体に組込まれた状態図である。

【図15】従来のピストンリングを示す斜視図である。

【図16】従来のピストンリング曲げモーメントと曲げ応力の分布図であり、図16(a)は曲げモーメントの分布図、図16(b)は曲げ応力の分布図を示したものである。

【図17】従来のピストンリングの作動状態を示す説明図である。

## 【符号の説明】

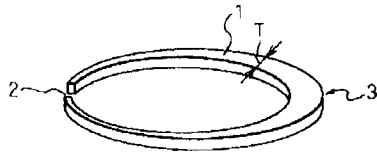
1…ピストンリング  
2…合い口部  
3…合い口部の反対側

7…ピストンリング溝

10, 12…バックアップリング

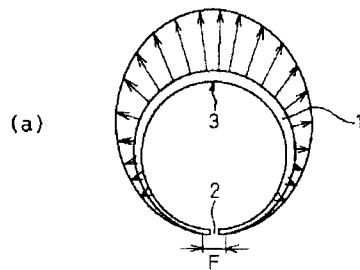
11, 13…詰め合せ部

【図1】

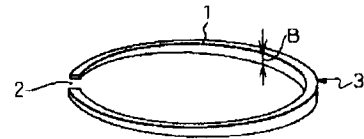


【図2】

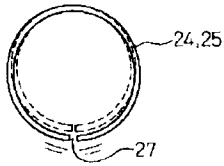
曲げモーメント (M) の分布



【図6】

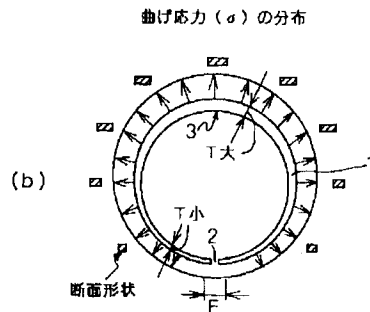
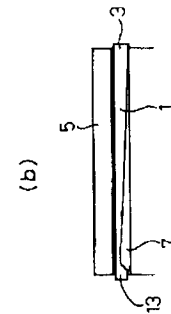


【図17】



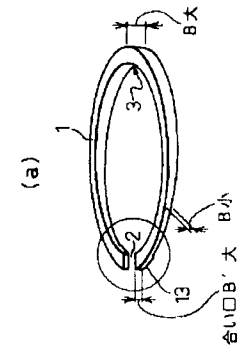
【図10】

合い口詰め合い方式

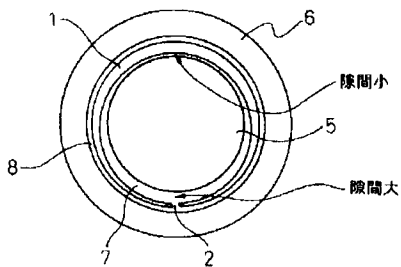


$$\sigma = M / Z$$

Z: 断面係数



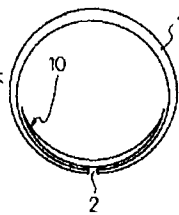
【図3】



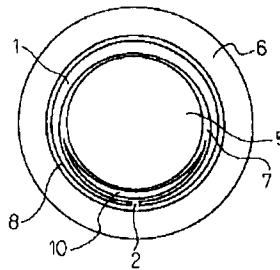
【図4】

バックアップリング方式

(a)

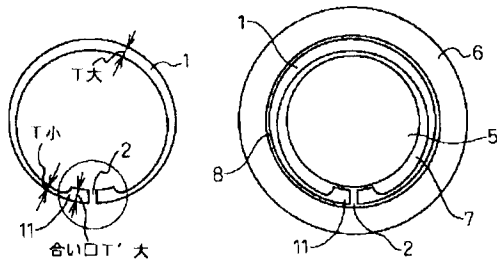


(b)

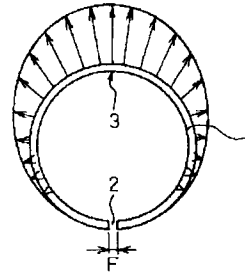


【図5】

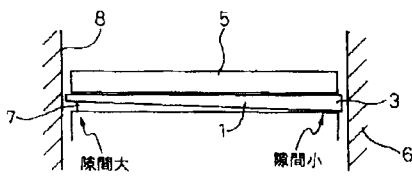
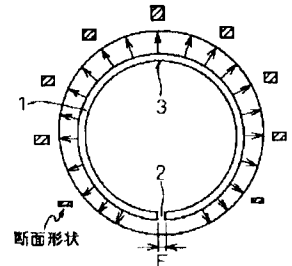
合い口填め合い方式



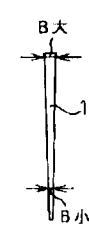
【図7】

(a)  
曲げモーメント (M) の分布

【図8】

(b)  
曲げ応力 (σ) の分布

(c)

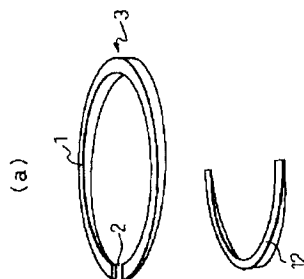
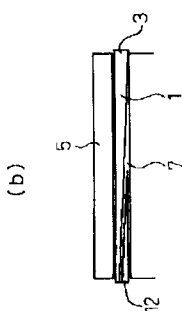


$$\sigma = M / Z$$

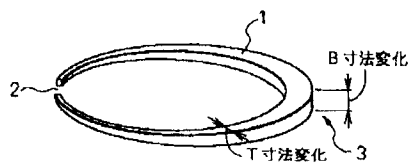
Z: 断面係数

【図9】

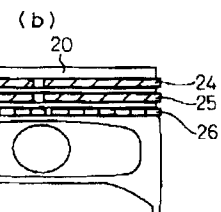
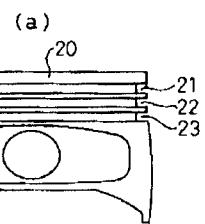
バックアップリング方式



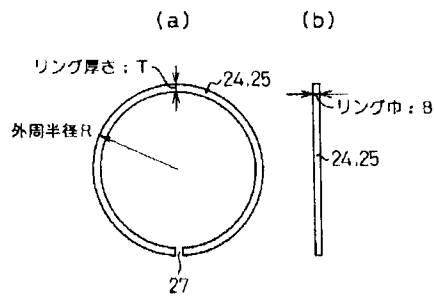
【図11】



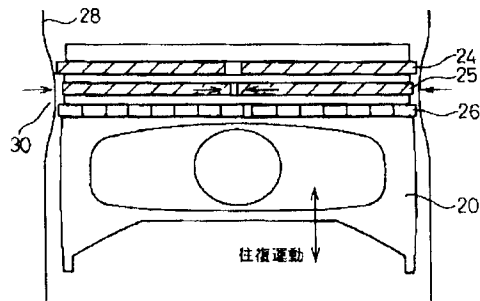
【図12】



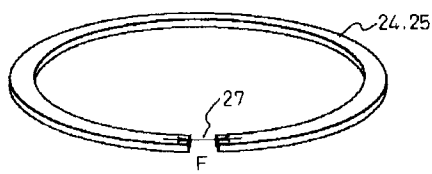
【図13】



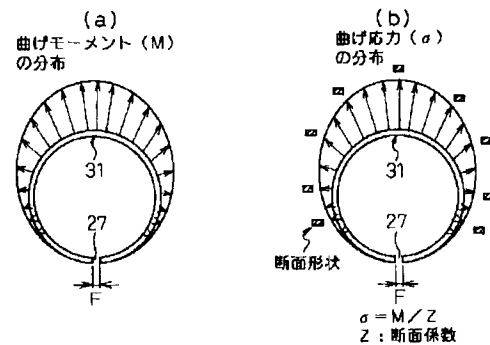
【図14】



【図15】



【図16】



フロントページの続き

(72)発明者 守野 哲也  
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会  
社日本自動車部品総合研究所内  
(72)発明者 鈴木 孝男  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内

(72)発明者 土屋 亜砂美  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内  
(72)発明者 高井 正徳  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動  
車株式会社内